

明細書

鞍乗り型車両用動力伝達装置

発明の分野

本発明は、バギー車や自動二輪車等の鞍乗り型車両に使用される動力伝達装置に関し、特に、エンジン及び歯車伝動機間の伝動経路にトルクコンバータ及びクラッチを直列に介装してなる動力伝達装置の改良に関する。

背景技術

かゝる鞍乗り型車両用動力伝達装置は、例えば日本特開 2001-105933 公報に開示されているように、既に知られている。

従来一般の車両用トルクコンバータの特性では、アイドリング時のクリープを極力少なくするために、図 10 に示すように、速度比 e の 0.5 付近（高速度比）でポンプ容量を最大にして、速度比 $e = 0$ のときのポンプ容量を最大ポンプ容量より若干低めに設定している。またそのポンプ容量は、速度比 e が 0.5 付近を超えると漸減していき、速度比 e が 0.8（カップリングポイント）を超えると急減し、遂には最小となるように設定される。こうすることは、クルージング時の滑り感を無くするためである。

ところで、上記のように速度比 $e = 0$ のときと、速度比 $e = 0.5$ のときとで、ポンプ容量が僅かにしか変わらないということは、図 11 から明らかなように、速度比 $e = 0$ のポンプトルク曲線と、速度比 $e = 0.5$ のポンプトルク曲線との間隔が狭く、したがって図 9 に点線で示すように、速度比 e が 0 から 0.5 まで増加しても、エンジントルクとポンプトルクとの釣り合いによりエンジン回転数が殆ど上がらない現象を生ずる。したがって、アイドリング状態からスロットルバルブの加速操作を行うと、エンジン回転数があまり上昇せずに、タービン回転数、換言すれば車速が増加していくことになる。

しかしながら、スポーツ性を帯びた鞍乗り型車両では、スロットルバルブの加速操作に応じて、エンジン回転数及びタービン回転数が共に略直線的に

上昇するリニア特性が良好なドライバビリティを得る上に要求されている。

発明の開示

本発明は、かゝる事情に鑑みてなされたもので、トルクコンバータの特性を改良し、上記のようリニア特性が得られるようにして、ドライバビリティが良好な、前記鞍乗り型車両用動力伝達装置を提供することを目的とする。

上記目的を達成するために、本発明によれば、エンジン及び歯車伝動機間の伝動経路にトルクコンバータ及びクラッチを直列に介装してなる、鞍乗り型車両用動力伝達装置であって、ポンプ容量が、速度比 $e = 0$ のとき最大であり、且つ速度比 e の増加に応じて漸減するように前記トルクコンバータを構成してなるものを提供することを第 1 の特徴とする。

尚、前記歯車伝動機は、後述する本発明の実施例中の歯車変速機 M に対応する。

この第 1 の特徴によれば、ポンプ容量を速度比 $e = 0$ のとき最大としたトルクコンバータと、アイドリング時に遮断状態となるクラッチとの併用によって、アイドリング時には車両の引きずりを無くし、発進加速時には、エンジン回転数及びタービン回転数を共に略直線的に上昇させることが可能となり、スポーツ性の高い鞍乗り型車両のドライバビリティを大幅に向上させることができる。

また本発明は、第 1 の特徴に加えて、前記トルクコンバータにおけるポンプインペラのブレードを、それとポンプシェル内面との結合部がポンプシェルの半径方向外方にいくにつれてポンプインペラの回転方向へ寄るように傾斜して配置したことを第 2 の特徴とする。

この第 2 の特徴によれば、ポンプ容量を速度比 $e = 0$ のとき最大とすることを、ポンプインペラのブレードの配置により簡単に達成することができる。

さらに本発明は、第 2 の特徴に加えて、前記ブレードの、ポンプインペラの回転面に対する回転方向への傾斜角度を、ポンプインペラの内周側から外周側に向かって減少させたことを第 3 の特徴とする。

この第 3 の特徴によれば、ポンプ容量を速度比 $e = 0$ のとき最大とするこ

とを、比較的小径のポンプインペラにおいても達成することができる。

さらにまた本発明は、第 3 の特徴に加えて、前記ブレードの、ポンプインペラの回転面に対する回転方向への傾斜角度を、該ブレードの外周側で急減させたことを第 4 の特徴とする。

この第 4 の特徴によれば、ポンプ容量を速度比 $e = 0$ のとき最大とすることを、より小径のポンプインペラにおいても達成することができる。

本発明における上記及びその他の目的、特徴、利点は、添付の図面に沿って以下に詳述される好適な実施例の説明から明らかとなろう。

図面の簡単な説明

図 1 は本発明の動力伝達装置を備えた鞍乗り型バギー車の側面図、図 2 は上記動力伝達装置装置の概略図、図 3 は同動力伝達装置におけるトルクコンバータの縦断面図、図 4 は同トルクコンバータのポンプインペラの内側面図、図 5 は図 4 におけるブレードの 5 矢視図、図 6 は本発明によるトルクコンバータの速度比とポンプ容量の関係を示す特性線図、図 7 はタービン回転数とタービントルクの関係を示す特性線図、図 8 は本発明によるトルクコンバータの速度比とエンジン回転数及びポンプトルクとの関係を示す特性線図、図 9 はトルクコンバータのタービン回転数とポンプ回転数（エンジン回転数）との関係を示す特性線図、図 10 は従来のトルクコンバータの代表的な特性を示す線図、図 11 は従来のトルクコンバータ付き車両の特性を示す、図 8 との対応線図特性線図である。

発明を実施するための最良の形態

本発明の実施の形態を、添付図面に示す本発明の実施例に基づいて以下に説明する。

先ず、図 1 において、鞍乗り型バギー車 B は、鋼管製の車体フレーム 51 の前部及び後部にそれぞれ懸架される左右一対の前輪 52 f 及び後輪 52 r を備えている。そして車体フレーム 51 の前端には、前輪 52 f を操向する棒状の操向ハンドル 53 が、また車体フレーム 51 の前後方向中間部には燃料タンク 54 が、さらに燃料タンク 54 よりも後方で車体フレーム 51 の上

部にはサドル 5 5 がそれぞれ配設される。

また車体フレームには、燃料タンク 5 4 及びサドル 5 5 の下方において、パワーユニット P が搭載、支持され、このパワーユニット P に出力によって前輪 5 2 f 及び後輪 5 2 r が駆動されるようになっている。

次に、図 2 によりパワーユニット P について説明する。

パワーユニット P は、エンジン E 及歯車変速機 M をユニット化して構成される。エンジン E のクランク軸 1 の一側には、それと平行に変速入力軸 6 0、変速出力軸 6 1 及び推進軸 6 2 が配置される。クランク軸 1 に一端部にはトルクコンバータ T が、また変速入力軸 6 0 の一端部にはクラッチ C がそれぞれ取り付けられ、トルクコンバータ T の出力部材、即ちタービン軸とクラッチ C の入力部材とが 1 次減速ギヤ列 6 3 を介して連結され、クラッチ C の出力部材は変速入力軸 6 0 に連結される。

変速入力軸 6 0 及び変速出力軸 6 1 間には、複数段（図示例では 2 段）の変速ギヤ列 6 4、6 5 が配設され、また変速出力軸 6 1 及び推進軸 6 2 間には 2 次減速ギヤ列 6 7 が配設され、変速ギヤ列 6 4、6 5 間には、これらを選択的に確立させるチェンジ機構 6 6 が配設される。上記変速入力軸 6 0、変速出力軸 6 1、変速ギヤ列 6 4、6 5 及びチェンジ機構 6 6 により歯車変速機 M が構成される。

而して、エンジン E の動力は、クランク軸 1、トルクコンバータ T、変速入力軸 6 0、1 次減速ギヤ列 6 3、クラッチ C、選択された変速ギヤ列 6 4 又は 6 5、変速出力軸 6 1、2 次減速ギヤ列 6 7 及び推進軸 6 2 を順次へて、前輪 5 2 f 及び後輪 5 2 r へと伝達し、それらを同時に駆動する。

前記クラッチ C は、エンジン E のアイドリング時には遮断状態を呈するが、エンジン回転数がアイドル回転数より高い所定回転数を超えると接続状態となる自動クラッチ機能を備え、また変速ギヤ列 6 4、6 5 の確立を選択する変速操作に応じて開閉する変速クラッチ機能をも備えている。

次に図 3 により、トルクコンバータ T について詳述する。

トルクコンバータ T は、ポンプインペラ 2 と、その外周部に外周部を対置

させるタービンランナ 3 と、それらの内周部間に配置されるステータ 4 とを備え、この三者 2, 3, 4 間には作動オイルによる動力伝達のための循環回路 1 2 が画成される。ポンプインペラ 2 には、タービンランナ 3 の外側面を覆うサイドカバー 5 が溶接により一体的に連設される。ポンプインペラ 2 は、そのハブ 2 h がクランク軸 1 にスプライン嵌合されると共に、クランク軸 1 外周の環状肩部 1 a と、クランク軸 1 に螺着されるナット 1 5 とで挟持される。こうしてポンプインペラ 2 はクランク軸 1 に固着される。

ステータ 4 は A 1 合金等の軽合金製で、そのハブ 4 h には、中央の隔壁 3 4 を挟んで小径内周面 3 5 a と大径内周面 3 5 b とが形成されており、その小径内周面 3 5 a に圧入された鉄製のスリーブ 3 6 がステータ軸 7 の内端にスプライン結合される。こうして鉄製の圧入スリーブ 3 6 を用いることにより、軽合金製ステータ 4 とステータ軸 7 との結合を強固にすることができる。

ステータ軸 7 は、クランク軸 1 に左右一対のラジアルニードルベアリング 8, 8' を介して支承される。また大径内周面 3 5 b 内には、ポンプインペラ 2 のハブ 2 h の一部が配置されると共に、そのハブ 2 h と隔壁 3 4 との間にスラストベアリング 9 が介装される。

タービンランナ 3 は、ステータ軸 7 を囲繞するタービン軸 6 の内端に嵌合して溶接され、そのタービン軸 6 は、ステータ軸 7 の外周にラジアルボールベアリング 1 0 及びラジアルニードルベアリング 1 1 を介して相対回転自在に支承される。その際、ラジアルボールベアリング 1 0 はタービン軸 6 の内端側に、ラジアルニードルベアリング 1 1 はその外端側にそれぞれ配置される。一方向クラッチ 1 3 は、タービン軸 6 に逆負荷が作用したとき、タービン軸 6 とサイドカバー 5 のハブ 5 h 間を直結すべくオン状態となるように構成されている。

サイドカバー 5 には、タービン軸 6 を囲繞するハブ 5 h が溶接される。このハブ 5 h の内周面とタービン軸 6 の外周面との間に、一方向クラッチ 1 3 とラジアルボールベアリング 1 4 とが、前者 1 3 をステータ 4 側にして軸方向に隣接配置される。また上記ラジアルボールベアリング 1 4 の外側に隣接

して、前記１次減速ギヤ列６３の駆動ギヤ６３ａが固着される。

ステータ軸７には、クランクギヤ６３ａの外側面に隣接する外筒１９が一体に形成され、この外筒１９に囲繞される内筒２０がクランク軸１にラジアルニードルベアリング２４を介して相対回転自在に嵌合され、これら内、外筒２０、１９間にフリーホイール２３が介装される。内筒２０は、その一端にフランジ２０ａを有しており、このフランジ２０ａがエンジンＥのクランクケース等の固定構造体２１に設けられた固定ピン２２に係止されると共に、固定構造体２１に突設された位置決めストッパ２１ａに外端面を支承される。そして上記フランジ２０ａにより外筒１９の端面がスラストベアリング２５を介して支承される。

次に、図３及び図４によりポンプインペラ２の構造について説明する。

ポンプインペラ２は、椀状且つ環状のシェル２ｓ、このシェル２ｓの内側面の定位置にロー付けされる多数枚のブレード２ｂ、２ｂ…、シェル２ｓの内側面にロー付けされてこれらブレード２ｂ、２ｂ…の半径方向内端部を押さえるリテーナプレート２ｒ、全ブレード２ｂ、２ｂ…の中間部相互を連結するコア２ｃ及び、シェル２ｓの内周縁部に溶接されるハブ２ｈから構成される。

シェル２ｓには、周方向に並ぶ多数の位置決め凹部４０、４０…が形成されており、各凹部４０に、各ブレード２ｂの半径方向内端に形成された位置決め突起４１に係合される。

一方、リテーナプレート２ｒは、その外周縁部で全ブレード２ｂ、２ｂ…の各位置決め突起４１を位置決め凹部４０側に押し付けるように配置される。またこのリテーナプレート２ｒには、各ブレード２ｂに係合する位置決め用の切欠き４２、４２…が設けられる。

また各ブレード２ｂには、コア２ｃとの対向縁に位置決め突起４３が形成されており、この位置決め突起４３に係合する位置決め孔４４がコア２ｃに穿設される。

再び図３において、クランク軸１には、その軸心部を通る供給油路３１と、この供給油路３１から半径方向に延びる入口孔２６及び出口孔２７とが設け

られ、また供給油路 3 1 には、入口孔 2 6 及び出口孔 2 7 間に介入するオリフィス 3 2 が形成される。供給油路 3 1 は、一端がクランク軸 1 により駆動されるオイルポンプ 3 0 の吐出ポートに接続され、他端はエンジンの潤滑部（図示せず）に接続される。入口孔 2 6 は、前記ラジアルニードルベアリング 8 及びスラストニードルベアリング 9 を介して循環回路 1 2 に連通し、出口孔 2 7 は、クランク軸 1 及びタービン軸 6 の対向周面間に形成された環状油路 2 9 と、ステータ軸 7 に穿設した横孔 2 8 と、前記ラジアルボールベアリング 1 0 とを介して循環回路 1 2 に連通する。

クランク軸 1 は、その回転中、オイルポンプ 3 0 を駆動するので、オイルポンプ 3 0 は供給油路 3 1 にオイルを圧送し続ける。そのオイルの一部はオリフィス 3 2 を通過し、残余は入口孔 2 6 を通ってラジアルニードルベアリング 8 及びスラストベアリング 9 を潤滑しながらトルクコンバータ T 内の循環回路 1 2 に流入して、その内部を満たした後、ラジアルボールベアリング 1 0 及びラジアルニードルベアリング 1 1 を潤滑し、横孔 2 8、環状油路 2 9 及び出口孔 2 7 を順次経て、供給油路 3 1 の下流側へ流出し、オリフィス 3 2 を通過したオイルと合流して、図示しないエンジンの潤滑部に向かう。

また循環回路 1 2 内のオイルの一部は、ポンプインペラ 2 及びタービンランナ 3 の外周部の対向間隙からサイドカバー 5 側へも移り、一方向クラッチ 1 3 及びラジアルボールベアリング 1 4 の潤滑に供される。また前記環状油路 2 9 に入ったオイルの一部は、クランク軸 1 及びステータ軸 7 間の隙間を通してラジアルニードルベアリング 8'、2 4 及びフリーホイール 2 3 を潤滑する。

而して、エンジンの作動により、そのクランク軸 1 の回転がポンプインペラ 2 に伝達され、これを回転すると、トルクコンバータ T 内の循環回路 1 2 を満たしているオイルは、図 3 の矢印のように、ポンプインペラ 2 →タービンランナ 3 →ステータ 4 →ポンプインペラ 2 と循環しながらポンプインペラ 2 の回転トルクをタービンランナ 3 に伝達し、タービン軸 6 から 1 次減速ギヤ列 6 3 を駆動する。このとき、ポンプインペラ 2 及びタービンランナ 3 間でト

トルクの増幅作用が生じていれば、それに伴う反力がステータ 4 に負担され、ステータ 4 は、フリーホイール 2 3 のロック作用により固定ピン 2 2 に支持される。

トルク増幅作用を終えると、ステータ 4 は、これが受けるトルク方向の回転により、フリーホイール 2 3 を空転させながらポンプインペラ 2 及びタービンランナ 3 と共に同一方向へ回転するようになる。

車両の減速時、逆負荷が 1 次減速ギヤ列 6 3 からタービン軸 6 に伝達すると、一方向クラッチ 1 3 がオン状態となって、タービン軸 6 及びサイドカバー 5 間を直結するので、上記逆負荷はタービン軸 6 からサイドカバー 5 へ直接伝達し、そしてポンプインペラ 2 からクランク軸 1 へと伝達するようになる。したがって、タービンランナ 3 及びポンプインペラ 2 間に滑りを起こさせることがなく、良好なエンジンプレーキ効果を得ることができる。

上記トルクコンバータ T では、特にポンプインペラ 2 の各ブレード 2 b の形状及び姿勢に特徴がある。即ち、

(1) 図 4 に示すように、各ブレード 2 b は、それとシェル 2 s 内面との結合部がシェル 2 s の半径方向外方にいくにつれてポンプインペラ 2 の回転方向 A へ寄るように所定角度 α 傾斜して配置される。

(2) 図 5 に示すように、各ブレード 2 b は、そのポンプインペラ 2 の回転面 R (ポンプインペラ 2 の軸線と直交する面) に対する回転方向 A への傾斜角度 β を、ポンプインペラ 2 の内周側から外周側に向かって減少させるように形成される。即ち、ポンプインペラ 2 の入口側 (内周側) でのブレード 2 b の傾斜角度 β_i よりも、ポンプインペラ 2 の出口側でのブレード 2 b の傾斜角度 β_o の方が小さく設定される。特に、その傾斜角度 β はポンプインペラ 2 の出口側で急減している。

上記 (1) 及び (2) の構成のブレード 2 b を持つポンプインペラ 2 の採用によって、トルクコンバータ T には図 6 ～図 9 に示すようなポンプ容量特性が付与され、特に上記 (2) の構成によれば、比較的小径のポンプインペラ 2 においても、所望のポンプ容量特性を得ることができる。

そのポンプ容量は、次のような計算によって予め設定されるものである。

先ず、エンジントルク曲線の山側変曲点のエンジン回転数 N_e (RPM), エンジントルク T_e (Kg f · m) を見つける。

次に、トルクコンバータ T の速度比 $e = 0.8$ のとき (カップリングポイント) のポンプ容量 $\tau_{0.8}$ を次式により求める。

$$\tau_{0.8} = T_e / (N_e / 0.8 / 1000)^2 \dots (1)$$

次に、速度比 $e = 0.5$ のときのポンプ容量 $\tau_{0.5}$ を次式により求める。

$$\tau_{0.5} = \tau_{0.8} \times 1.5 \dots (2)$$

最後に、速度比 $e = 0$ のときのポンプ容量 τ_0 を次式により求める。

$$\tau_0 = \tau_{0.8} \times 2 \dots (3)$$

かくして、ポンプ容量 τ は、図 6 に示すように、速度比 $e = 0$ のとき最大であり、且つ速度比 e の増加に応じて漸減するように設定される。

このような特性によれば、図 8 に示すように、各速度比 e に対応するポンプトルク曲線相互の間隔が略均等に広がり、特に、速度比 $e = 0$ のときのポンプトルク曲線及び速度比 $e = 0.5$ のときのポンプトルク曲線とエンジンのトルク曲線との間隔が大幅に広がる。その結果、クラッチ C を接続しながらエンジン E のスロットルバルブの加速操作を行うと、図 9 に実線で示すように、エンジン回転数がタービン回転数 (タービンランナ 3 の回転数)、即ち車速に略直線的に比例して上昇することになり、良好なドライバビリティを得ることができる。

ところで、ポンプ容量 τ を速度比 $e = 0$ のとき最大とすると、アイドリング時、トルクコンバータ T のクリープ現象が強くなることになるが、アイドリング時にはクラッチ C を遮断状態にすることにより、そのクリープを吸収することができるから、車両の引きずりを防ぐことができる。

以上のように、ポンプ容量 τ を速度比 $e = 0$ のとき最大としたトルクコンバータ T と、アイドリング時に遮断状態となるクラッチ C との併用によって、アイドリング時には車両の引きずりを無くし、発進加速時には、エンジン回転数及びタービン回転数を共に略直線的に上昇させることが可能となり、ス

スポーツ性の高い鞍乗り型バギー車 B のドライバビリティを大幅に向上させることができる。

また図 6 に示すように、トルクコンバータ T には、トルク比 κ が最小の 1 となるときは、速度比 e が 0.8 以上となるようなトルク特性が付与される。このトルク特性によれば、図 7 に示すように、タービン回転数の上昇に応じてタービントルクが減少してきたとき、タービントルクからエンジントルクの山に滑らかに乗り移ることができる、出力トルクに変曲点が生じないから、違和感のないドライバビリティを得ることができる。

本発明は上記実施例に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更が可能である。例えば、上記実施例ではトルクコンバータ T をエンジン E 側に、クラッチ C を変速機 M 側に配置したが、これとは反対側にクラッチ C をエンジン E 側に、トルクコンバータ T を変速機 M 側に配置しても同等の効果を達成することができる。また変速機 M を変速機能を持たない歯車減速機に置き換えることもできる。

特許請求の範囲

1. エンジン及び歯車伝動機間の伝動経路にトルクコンバータ及びクラッチを直列に介装してなる、鞍乗り型車両用動力伝達装置であって、ポンプ容量が、速度比 $(e) = 0$ のとき最大であり、且つ速度比 (e) の増加に応じて漸減するように前記トルクコンバータを構成したことを特徴とする、鞍乗り型車両用動力伝達装置。

2. 請求項1記載の鞍乗り型車両用動力伝達装置において、

前記トルクコンバータにおけるポンプインペラのブレードを、それとポンプシェル内面との結合部がポンプシェルの半径方向外方にいくにつれてポンプインペラの回転方向へ寄るように傾斜して配置したことを特徴とする、鞍乗り型車両用動力伝達装置。

3. 請求項2記載の鞍乗り型車両用動力伝達装置において、

前記ブレードの、ポンプインペラの回転面に対する回転方向への傾斜角度を、ポンプインペラの内周側から外周側に向かって減少させたことを特徴とする、鞍乗り型車両用動力伝達装置。

4. 請求項3記載の鞍乗り型車両用動力伝達装置において、

前記ブレードの、ポンプインペラの回転面に対する回転方向への傾斜角度を、該ブレードの外周側で急減させたことを特徴とする、鞍乗り型車両用動力伝達装置。

要約書

エンジン E 及び歯車変速機 M 間の伝動経路にトルクコンバータ T 及びクラッチ C を直列に介装してなる、鞍乗り型車両用動力伝達装置において、ポンプ容量 τ が、速度比 $e = 0$ のとき最大であり、且つ速度比 e の増加に応じて漸減するようにトルクコンバータ T を構成した。これにより、エンジンの加速操作に応じて、エンジン回転数及びタービン回転数が共に略直線的に上昇するリニア特性が得られ、ドライバビリティが良好となる。